

Diseño de un mezclador aire-biogás para un motor diesel turboalimentado

Desing of a mixer air-biogas for a diesel turbocharged engine

Fabio Andrés Bermejo Altamar¹, Wilman Antonio Orozco Lozan¹.

1. Magíster en Conversión de Energía, Ingeniero Mecánico, Grupo Mokane, Profesor de tiempo completo, Universidad Autónoma del Caribe. fbermejo@uac.edu.co

Recibido 20/10/2010, Aceptado 10/12/2010

RESUMEN

El presente artículo de investigación describe las metodologías de Mitzlaff y Agudelo para el diseño de un mezclador aire-biogás de venturí fijo, para un motor Diesel turboalimentado *ISUZU 4JB1*. Para ello se determina la eficiencia volumétrica del motor y la relación estequiométrica aire-biogás para una composición fija de metano y dióxido de carbono en el biocombustible. Una vez aplicados ambos procedimientos, se encontró que el método sugerido por Agudelo ofrece un dimensionamiento más rígido que el expuesto por Mitzlaff, atribuido a que considera las variaciones en la densidad que tienes el gas con respecto a la presión y temperatura, además tiene en cuenta el índice de Wobbe, lo cual hace al diseño más real. Finalmente se escogen los parámetros de diseño calculados por este método, ajustándolos a valores comerciales para la elaboración de los planos de fabricación del mezclador.

Palabras clave: Biogás, Eficiencia Volumétrica, Motor Diesel, Mezclador de Venturí Fijo.

ABSTRACT

This research paper describes the Agudelo's and Mitzlaff's methodologies for the design of an air-biogas mixer for an Isuzu 4JB1 turbocharged diesel engine. It is determined by the volumetric efficiency of the engine and the stoichiometric ratio air-biogas for a fixed composition of methane and carbon dioxide in the biofuel. After performing both procedures was found that the method suggested by Agudelo, offers a stiffer than sizing posted by Mitzlaff, attributed to density gas variation with the pressure and temperature, besides includes the Wobbe number that makes a more real design. Finally, choose the parameters found by the method Agudelo, adjusting it to market values for the preparation of manufacturing drawings from the mixer.

Key words: Biogas, Volumetric Efficiency, Diesel Engine, Venturi mixer.

1. Introducción

La generación de electricidad a partir de motores de bajo costo comercial utilizando biogás como combustible, genera nuevas oportunidades para el desarrollo de las áreas rurales en Colombia, donde existe un gran potencial para la producción de este biocombustible. Esta adaptación tecnológica se hace más importante cuando existe una gran disponibilidad de motores diesel en el mercado, los cuales salen de circulación debido a la entrada de sistemas de transporte masivo en las principales ciudades del país. Corredor et al [1] encontró las marcas de los motores diesel predominantes en el transporte público de la ciudad de Barranquilla, en donde se destaca el modelo ISUZU 4JB1-TC, motor seleccionado para el diseño del mezclador en el presente trabajo.

El desempeño del mezclador en la adaptación de un motor de combustión interna al funcionamiento con un combustible gaseoso contribuye en gran parte al éxito de la conversión [2]. Un mal diseño ó una mala selección de este dispositivo, repercute negativamente en el rendimiento operativo y ambiental del motor. Existen diferentes tipos de mezcladores, los cuales se implementan de acuerdo a la potencia de la maquina y al tipo de alimentación [3].

Bakar et al [4], estudió el efecto que tiene el mezclador en el desempeño operativo y ambiental de un motor utilizando diferentes diseños, los cuales dependen de parámetros de flujo; como el nivel de turbulencia y de parámetros constructivos como el tipo de venturi empleado. En esta investigación se ensayaron tres tipos de mezclador; uno de venturí fijo, otro multiventurí con cámara de turbulencia y el tercero de venturí variable con ventilación forzada, encontrándose que el tercer dispositivo genera la más alta presión en el cilindro. En cuanto a las emisiones contaminantes todos los mezcladores tuvieron un buen desempeño comparado con la operación del motor a gasolina, manteniéndose muy ínfimas las emisiones de CO, CO₂ y HC.

Noor et al [5], utilizó herramientas CFD (*Del ingles Computational Fluids Dynamics*) para estudiar el comportamiento del flujo en un mezclador de venturi fijo acoplado a la admisión de un motor mixto Diesel-Gas Natural, para la generación estacionaria de electricidad. Los resultados de las simulaciones muestran que el mezclador de venturi fijo con más de cuatro agujeros, genera en el motor un mayor rendimiento mecánico cuando es comparado con el típico mezclador de venturi fijo de cuatro agujeros.

Bermejo et al [6], realizo simulaciones computacionales en el sistema de admisión de un motor Diesel turboali-

mentado para encontrar que condiciones en el suministro del Gas Natural producen la mezcla más homogénea en la entrada a uno de los cilindros. En esta investigación se encontró que la mejor respuesta se obtiene inyectando el gas natural a una alta presión relativa (10bares) y ubicando el inyector lo más cerca posible al múltiple de admisión.

Agudelo et al [7], presenta un método para el diseño de mezcladores aire-gas natural de venturi fijo o variable en motores de aspiración natural o turboalimentados, en el cual se utiliza el modelo de flujo incompresible en estado estable unidimensional. El modelo se corrió para un régimen de motor constante y en torno al de par máximo más común (3.500 r.p.m). Los resultados muestran que los parámetros más influyentes sobre la geometría del mezclador son la relación aire combustible y el tipo de combustible gaseoso (índice de Wobbe).

Mitzlaff [8], desarrolló un método para diseñar mezcladores a biogás teniendo en cuenta los parámetros operativos del motor y el contenido de metano presente en el biocombustible.

Después de revisar exhaustivamente el estado del arte de la investigación, se escogieron las metodologías de Agudelo y Mitzlaff para el diseño del mezclador, ya que son las más aplicativas para el tipo de motor seleccionado.

2. Metodología

La tabla 1 muestra los parámetros operativos del motor objeto de estudio.

Tabla 1. Parámetros operativos del motor ISUZU 4JB1-TA. Fuente [9].

Table 1. Engine operating parameters, model ISUZU 4JB1-TA. Source [9].

Disposición geométrica del motor	4 cilindros en línea
Carrera x Calibre	(93 x 102)mm
Tipo de inyección	Directa
Potencia de prueba / Velocidad de prueba	28 kW / 1500 rpm
Consumo de combustible	6,4 L/h (a 100% de carga)
Relación de compresión	18,2:1
Temperatura de los gases de escape	500°C
BMEP	1097 Kpa

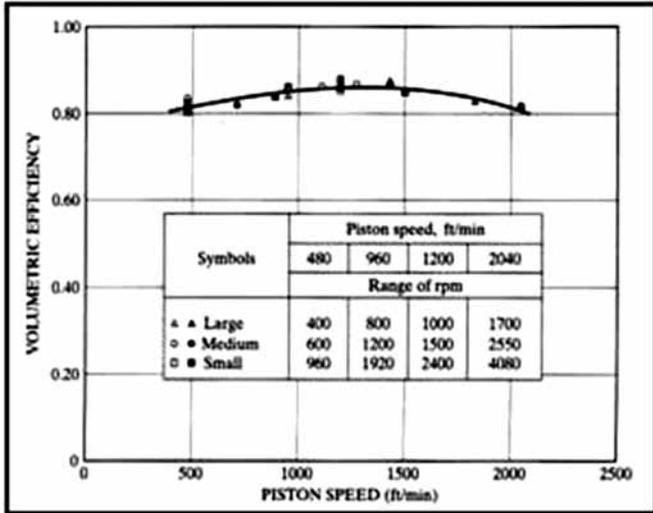
Antes de emplear las metodologías descritas anteriormente para el diseño del mezclador, se deben calcular los siguientes parámetros de operación del motor.

Eficiencia volumétrica

Este parámetro mide que tan eficientemente se están llenando los cilindros del motor de aire, y puede ser calculado mediante la siguiente figura:

Figura 1. Variación de la eficiencia volumétrica con la velocidad del pistón. Fuente [10].

Figure 1. Variation of volumetric efficiency with the piston velocity. Source [10].



Donde la velocidad del pistón puede calcularse de la siguiente forma:

$$V_{mp} = \frac{2ln}{60} \quad (1)$$

Flujo de aire y combustible que ingresa al motor

El flujo de aire se puede calcular a partir de la siguiente ecuación.

$$\dot{m}_{aire} = \frac{\rho_{aire}NV_{cd}n_v}{i} \quad (2)$$

Donde:

\dot{m}_{aire} Es el flujo de aire que ingresa al motor

ρ_{aire} Densidad del aire a las condiciones ambientales de Barranquilla.

N Régimen de giro del motor al par máximo.

V_{cd} Cilindrada del motor.

n_v Eficiencia volumétrica del motor

El flujo de carburante se calcula a partir de la relación estequiométrica aire/combustible para una composición de biogás dada, como este factor es fluctuante y depende de la materia orgánica y el tipo de biodigestor donde ocurre la reacción [11], se supondrá para esta investigación una cantidad fija de metano (CH₄) del 60% en volumen y 40 % en dióxido de carbono (CO₂).

La reacción estequiométrica está dada por la siguiente ecuación, basada en un mol de metano:



La relación estequiométrica aire/combustible es:

$$A/C)_{stq} = \frac{(Moles\ de\ aire)(Masa\ Molar\ del\ aire)}{(Mol\ de\ metano)(Masa\ molar\ del\ metano)} =$$

$$\frac{m_{aire}}{m_{metano}} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{metano}} \quad (3)$$

Diseño del mezclador “Método Mitzlaff”

El autor de este método [8] expone las siguientes consideraciones:

Para un alto flujo volumétrico de aire

- La velocidad del aire es alta.
- La presión del aire es baja en la sección del venturi.
- La diferencia de presión entre el gas combustible y la corriente de aire es alta.
- Gran parte del gas combustible fluye a través de las aberturas del mezclador junto con la corriente de aire.

Para un bajo flujo volumétrico de aire

- La velocidad del aire es baja.
- La presión del aire es alta en la sección del venturi
- La diferencia de presión entre el gas combustible y la corriente de aire es baja
- Una pequeña parte del gas combustible fluye a través de las aberturas del mezclador junto con la corriente de aire.

El flujo volumétrico del aire de entrada al motor se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}} \quad (4)$$

La velocidad media del aire en el ducto de admisión se determina a través de la siguiente ecuación.

$$V_{media\ del\ aire} = \frac{\dot{V}_{aire}}{A_i} \quad (5)$$

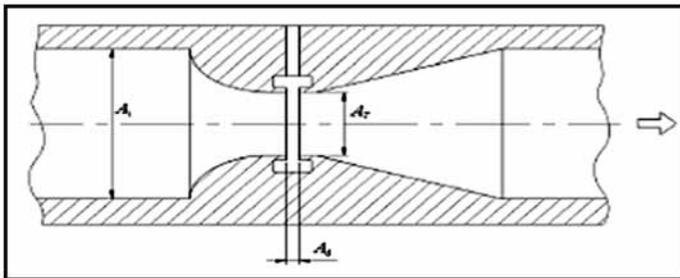
Donde "A_i" representa el área transversal del ducto de admisión, cuyo diámetro fue medido en campo.

La figura 2 muestra un dibujo esquemático del mezclador en donde se indican los parámetros de diseño.

El área de la garganta del venturi "A_r", se determina empleando la ecuación de continuidad y teniendo en cuenta que la contracción del aire causará que la velocidad aumente, pero dicha velocidad no debe exceder los 150 m/s debido a que se asume que el aire se mantiene como flujo incompresible, es decir M<0.3.

$$A_r \geq \frac{V_{media\ del\ aire}}{150\ m/s} A_i \quad (6)$$

Figura 2. Esquema mezclador
Figure 2. Mixer illustration.



Para un flujo volumétrico de biogás se debe tener en cuenta:

La energía del combustible requerida a la condición de par máximo

El poder calorífico del biogás por unidad de volumen en función de las condiciones ambientales y su composición.

El flujo volumétrico de biogás en el área de descarga, se determina asumiendo una pérdida de potencia del 90% debido a la conversión².

$$\dot{V}_{biogás} = \frac{scf_{cal}Pot}{H_{u,vol}} \quad (7)$$

Donde:

scf_{cal} Es el consumo calorífico específico del biogás, el autor sugiere $3.3 \frac{(kWh)e}{(kWh)s}$

Pot Potencia del motor al par máximo, este valor se obtiene de la tabla 1.

$H_{u,vol}$ Poder calorífico volumétrico del biogás a la composición dada, el autor sugiere $17MJ/m^3$

La velocidad media del biogás se calcula a partir de la siguiente ecuación.

$$V_{media\ del\ biogás} \geq \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{biogás}} + V^2} \quad (8)$$

Donde:

ΔP Es la caída de presión en la tubería de gas, el autor sugiere 2000 Pa

V^2 Es la velocidad del combustible en la tubería, el autor sugiere 2 m/s.

El área final de la sección de descarga se determina a través de la ecuación de flujo volumétrico para un área dada, hay que tener en cuenta que esta podría ser muy pequeña debido a las condiciones de elevada potencia y velocidad. Debido a esto se puede especificar un rango de operación posible. El máximo valor no debe exceder 1/10 del área de la sección de entrada, ni ser inferior a la mínima para una velocidad de 2 m/s.

$$\frac{A_i}{10} \geq A_d \geq \frac{\dot{V}_{biogás}}{V_{media\ del\ biogás}} \quad (9)$$

Diseño del mezclador "Método Agudelo-Mejía"

Agudelo y Mejía [7] desarrollaron un modelo matemático para el diseño de mezcladores. Utilizaron las mismas suposiciones de flujo que Mitzlaff, pero esta vez consideran la variación de la densidad con la presión y la temperatura, lo que lo hace más complejo. El proceso de expansión del aire y del gas se ha considerado adiabático.

Según el esquema de la figura 2, la presión en la garganta del mezclador será escogida por el diseñador según el tipo de aspiración natural del motor (natural ó turboalimentado). Esta presión ha de ser menor que la del gas (aire ó

combustible) que se encuentra a menor presión. Se puede asumir $P_T = xP_i$ ó $P_T = xP_{d'}$ donde $0 < x < 1$, siendo x escogido a criterio del diseñador para asegurar el flujo desde las secciones A_1 y A_d hacia A_T [12].

Con estas consideraciones se llega a la siguiente expresión para el área de descarga de gas natural.

$$A_T = \left\{ \frac{1}{A_i^2} + \left(\frac{i^2 R_M}{M_a} \right) (1 - P^*) \left(\frac{1 + \sqrt{P^*}}{P^*} \right)^{\frac{2}{K_a}} \left[\frac{T_i}{(n_v V_d n)^2} \right] \right\}^{-\frac{1}{2}} \quad (10)$$

Mediante la siguiente expresión se puede determinar el área de la garganta del venturi (área donde se produce el mezclado del aire y el gas natural):

$$A_d = \frac{1}{AC \left(\frac{PC_i}{W} \right)^2 + 1} \left\{ \left[\frac{1}{A_T} \right]^2 + \left(\frac{i^2 + R_u}{M_a} \right) (P^* - 1,015) \left[1 + \left(\frac{P^*}{1,015} \right)^{\frac{1}{K_f}} \right] \left(\frac{PC_i}{W} \right)^2 \left[\frac{T_i}{(n_v V_d n)^2} \right] \right\}^{-\frac{1}{2}} \quad (11)$$

Donde:

- i Número de revoluciones por cada ciclo de potencia ($i=2$ para motores de cuatro tiempos).
- R_u Constante universal de los gases ideales ($R_u = 8,3143$ KJ/Kmol K)
- M_a Masa molar del aire (28,97 Kg/Kmol)
- P^* Relación de presiones entre la entrada y la garganta del venturi (recomendado =0,95)
- K_a Exponente adiabático del aire (=1,4)
- K_a Temperatura del aire en la sección de entrada A_1 (K).
- n_v Rendimiento volumétrico del motor
- V_d Cilindrada del motor (m^3)
- n Velocidad angular del motor (rad/s)
- AC Relación aire/combustible estequiométrica.
- PC_i Poder calorífico inferior del biogás
- W Índice de Wobbe del biogás

El valor de 1,015 corresponde a la relación entre la presión del gas a la salida del regulador (asumida para este caso en 15 mbar) y la presión en la garganta del venturi.

3. Resultados

Luego de implementar ambas metodologías de diseño, se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 2. Parámetros constructivos del mezclador calculados por los métodos Mitzlaff y Agudelo.

Table 2. Mixer constructive parameters calculated by Agudelo and Mitzlaff methods.

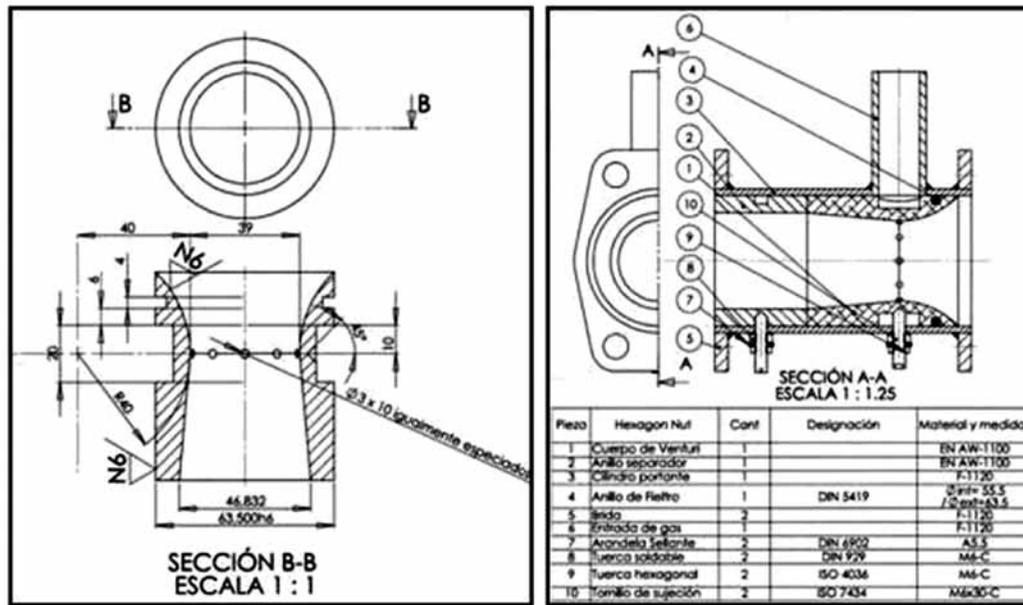
Método	AT	dT	Ad	dd
Mitzlaff	$1,01 \times 10^{-3} \text{ m}^2$	36 mm	$2,54 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	18 mm
Agudelo	$1,19 \times 10^{-3} \text{ m}^2$	39 mm	$3,15 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	20 mm

Una vez desarrolladas ambas metodologías para el diseño del mezclador se puede establecer que por medio del método de Agudelo-Mejía se obtienen valores de dimensionamiento un poco mayores a los conseguidos por Mitzlaff, esto es aceptable debido a que se tienen en cuenta las variaciones de la densidad con lo cual se puede lograr diseños más precisos. Al emplearse la metodología de Mitzlaff se encuentra que se requieren secciones transversales menores a fin de poder mantener las condiciones de flujo incompresible. Por lo tanto, se decide trabajar con los valores obtenidos por el método Agudelo; sin embargo, dado que las medidas no son comerciales, se trabajará con las más aproximadas. En este caso $1\frac{1}{2}$ pulgada y $\frac{3}{4}$ de pulgada para la garganta del venturi y la descarga del biogás respectivamente. Los planos de construcción se muestran a continuación.

Figura 3. Dibujo isométrico del mezclador
Figure 3. Isometric drawing of the mixer



Figura 4. Planos de fabricación del mezclador
Figure 4. Manufacturing drawings from the mixer.



4. Conclusiones

- El estudio ingenieril del diseño de mezcladores, ha demostrado que algunas simplificaciones e idealizaciones pueden ser aplicadas a los cálculos con un grado de error mínimo, para hacerlo se debe tener claridad en los conceptos de la mecánica de fluidos y termodinámica.
- La comparación de los métodos de diseño Mitzlaff y Agudelo revelan resultados muy similares, siendo los parámetros calculados por el segundo método más adaptables a las condiciones operativas y constructivas del motor. No obstante, se puede dar el caso que las condiciones de flujo requieran un estudio más riguroso como el de flujo compresible, sobre todo en motores de gran cilindrada y/o de altos regímenes de giro, que incluyen componentes compactos y secciones de flujo relativamente pequeñas para su tamaño. De acuerdo a lo expuesto anteriormente se seleccionó el método de Agudelo como el diseño adecuado para la construcción del mezclador para el motor IZUSU 4JB1-TA.

Referencias

[1] Corredor L, Bermejo F. "Conversión de los motores Diesel a Gas Natural utilizados en el transporte público de la ciudad de Barranquilla". Revista Gas Natural Vehicular No 31. Abril de 2008, pp 48-52.

[2] Aranguren M. "El éxito de la conversión radica en un buen mezclador", En Revista Gas Vehicular, Vol. 1, No. 2. 2000. pp 30-32.

[3] Agudelo J. "Gas Natural para uso Vehicular -GNV-". Impreso universitario, Facultad de ingeniería, Universidad de Antioquia, Octubre de 2001.

[4] Bakar R, Abdul A, Ali M. "Effect of Air fuel Mixer Design On Engine Performance And Exhaust Emission Of CNG Fuelled Vehicles". Segundo congreso mundial de Ingenieros. Sarawak - Malasia, 22 al 25 de Julio de 2002.

[5] M.M.Noor, K.Kadirgama, R.Devarajan, M.R.M.Rejab, N.M.Zuki N.M., T.F.Yusaf "Development of A High Pressure Compressed Natural Gas Mixer for A 1.5 Litre CNG-Diesel Dual Engine". Conferencia nacional en diseño e Ingeniería Concurrente. Sídney- Australia. 2008 Pag. 435-438.

[6] Bermejo F, Corredor L. "Desarrollo de un modelo para la formación de la mezcla Aire-Gas Natural en un motor Diesel turboalimentado". Tesis de maestría en Ingeniería Mecánica. Universidad del Norte. Junio de 2009.

[7] Agudelo J, Mejía R "Desarrollo de un modelo para el dimensionamiento de mezcladores aire-gas natural para motores". En Revista Facultad de Ingeniería de la Universidad de Antioquia, presentado para publicación 2001.

[8] Mitzlaff klaus von. "Engines for Biogas, theory, modification, economy, operation". Ed Gate. p. 59-69. 1988.

[9] Gentec -Energy "Datasheet ISUZU 4JB1-T" [en línea] [citado el: 07 de mayo de 2005]. <http://gentec-energy.com>

[10] Pulkrabek W. "Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine". Segunda edición. Editorial Pearson Prentice Hall.

[11] Zapata A, fundación CIPAV "Utilización del Biogás para la generación de electricidad". Jamundí - Valle del Cauca 1998.

[12] Córdoba J, Cardona R. "Caracterización y Diseño de Mezcladores para Motores de Combustión Interna Convertidos a Gas Natural". Proyecto de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico. Universidad de Antioquia. 2002.